



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사학위논문

FRF 합성법을 이용한 차량 로드노이즈 저감방안에 대한 연구

A Study on a Vehicle Road Noise Reduction
Methodology Using the FRF Based Sub-structuring

2017 년 7 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

민 동 우

초록

본 연구에서는 서스펜션 부시와 차체로 전달되는 구조기인 로드노이즈 사이의 관계를 파악하고, 부시 동강성 변화를 통한 로드노이즈 저감 방안에 대하여 연구하였다. 구조기인 로드노이즈는 서스펜션을 통해 차체로 전달되는 가진력에 의해서 결정이 되기 때문에 부시 동강성과 차체 전달 가진력 사이의 관계를 파악하는 것이 이 연구의 목표이다. 부시와 로드노이즈 사이의 관계를 파악하기 위하여, 부시가 차체와 서스펜션 결합 사이에서 조인트 역할을 한다고 가정하고 FRF Based Substructuring 기법을 사용하였다. 검증을 위하여 현가장치 리그 테스터와 힘 변환기를 이용하여 실제 가진력을 측정, 부시의 동강성 변화에 따라서 실제로 가진력을 예측할 수 있는지 예측과 실험을 함께 수행하였다. 또한, 서스펜션에 압입되어있는 부시의 동강성을 간단하게 간접적으로 구하기 위해서 FRF 관계식을 이용하였으며, 이를 검증하기 위하여 부시를 뺄 수 있는 특별한 서스펜션을 제작하여 검증실험을 진행하였다. 본 연구를 통하여 서스펜션에 사용되는 부시의 동강성이 실제로 차량 로드노이즈에 미치는 영향을 확인할 수 있고, 정량적인 부시 동강성을 개선안을 도출해내는데 본 연구가 이용될 것이라고 생각한다.

주요어 : 로드노이즈, 리그 테스터, FRF Based Substructuring(FBS), 서스펜션, 부시, 동강성

학번 : 2014-21835

목 차

초록	i
목 차.....	iii
1. 서론.....	1
2. 기초 이론.....	3
2.1. 로드노이즈 특성.....	3
2.2. 주파수응답함수 합성기법.....	3
2.3 Receptance Method.....	5
2.4 FBS 기법을 이용한 여러 경로조건에서의 반력 추정.....	6
2.5 동특성 추정 방법.....	7
3. 실험 구성 및 측정 방법	11
3.1 구조물 FRF 측정 실험	11
3.1.1 부쉬키트 FRF 측정	11
3.1.2 서브프레임 FRF 측정	13
3.1.3 포스리그 FRF 측정	14
3.1.4 부쉬 FRF 측정.....	15
3.1.5 부쉬 동강성 증가 후 FRF 측정	15
3.2 구조물 결합 및 반력 측정.....	16
3.2.1 포스리그와 서브프레임 체결 및 전달 힘 측정.....	16
4. 실험결과 및 분석.....	26
4.1 부쉬 키트 반력 측정 및 예측 결과 비교.....	26
4.2 서브프레임 반력 측정 및 예측 결과 비교.....	27
4.3. 부쉬강성 변화에 따른 전달률 비교	28
5. 결론.....	37
참고문헌.....	39

LIST OF FIGURES

Figure 2.1 Two substructures combined acoustic system.....	9
Figure 2.2 Schematic diagram of simple system consisting of two substructures.....	9
Figure 2.3 Schematic diagram of rear suspension and body combined system	10
Figure 2.4 Model of two substructures connected with single joint	10
Figure 3.1 Parameters for reaction force estimation	18
Figure 3.2 [HA] measurement points of suspension bush kit	18
Figure 3.3 Dynamic stiffness tendency of inner points of suspension bush kit	19
Figure 3.4 Experimental setup for suspension FRF measurement.....	20
Figure 3.5 FRF comparison of Bush kit (a) between inner and outer mount (b) with bush and without bush at point 2.....	21
Figure 3.6 Suspension rig.....	22
Figure 3.7 FRF measurement point of suspension rig.....	22
Figure 3.8 Experimental setup for bush dynamic stiffness calculation.....	23
Figure 3.9 Increment of bush dynamic stiffness with washers	24
Figure 3.10 Experimental setup for force measurement	24
Figure 3.11 Experimental setup of force sensors and exciter	25
Figure 4.1 Force comparisons between measured and calculated force with bush kit at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount	31
Figure 4.2 Force comparisons between measured and calculated force without bush dynamic stiffness parameter at (a) right front mount (b) left rear mount	32
Figure 4.3 Force comparisons between measured and calculated force with suspension at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount	34
Figure 4.4 Force transmissibility comparison between measured and calculated transmissibility at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount.....	36

1. 서론

로드노이즈란 차량이 노면을 주행할 때 노면의 거칠기 또는 장애물에 의해서 진동이 발생하고 이 진동이 차체로 전달되어 들리는 소음을 말한다. 로드노이즈는 크게 공기를 통해 전달되는 공기기인(Air-borne) 로드노이즈와 서스펜션을 통해 구조적으로 전달되는 구조기인(Structure-borne) 로드노이즈로 나뉜다. 이 로드노이즈는 차량을 개발할 때 소음 측면에서 중요한 평가 요소 중 하나가 되며, 운전자의 기호에 영향을 받는 엔진 및 배기 소음과는 달리 차량의 품질 면이나 운전자들의 편의를 높이고, 제품의 만족도를 높이기 위해서 반드시 줄여야 하는 소음으로 여겨진다. 공기기인 소음의 경우는 흡음재 및 차음재를 이용한 연구가 많이 진행되고 있으며, 구조기인 소음의 경우는 모드분석을 통한 공진주파수 회피 및 구조물 사이에 절연재인 고무 부쉬를 이용하여 진동을 절연하는 등의 연구가 진행되어 왔다. 하지만 이러한 로드노이즈를 평가하고 개선하기 위한 노력들은 개발차량의 프로토타입 모델이 나오고 나서야 진행이 되어왔고, 개발 과정의 후반에 평가가 이루어지면 서스펜션이나 차체의 강성 변화나 구조 개선안을 제시하더라도 설계 안이 나와있는 상태에서 모델을 바꾸는 일이 회사 차원에서 어려웠다. 따라서, 많은 제약조건들이 발생하고 효율적인 로드노이즈의 개발을 진행하기 어렵다는 단점이 존재하였다.

이러한 단점을 해결하기 위해 프로토타 차량이 나오기 전에 차체의 영향을 배제한 상태로 서스펜션의 로드노이즈를 평가하고자 특별한

서스펜션 리그를 이용하여 로드노이즈 분석을 수행하는 연구가 진행되었다[4]. 서스펜션 리그를 사용하게 되면 차체의 영향을 완전히 배제한 상태에서 서스펜션 부품만의 로드노이즈 성능을 분석할 수 있으며, 개선안을 차량 개발 선행단계에서 적용할 수 있다는 장점이 있다. 또한, 차량의 로드노이즈 성능을 평가할 때 많이 사용되는 전달경로분석법 (Transfer Path Analysis – TPA), 운전중변형형상 (Operational Deflection Shape – ODS), 주파수응답함수 합성법 (FRF Based Sub-structuring – FBS) 등의 실험기법들을 쉽게 적용할 수 있다. 그리고 서스펜션 마운트 부에 힘 측정 센서를 직접 설치하여 실차에서는 센서로 측정할 수 없는 차체 전달 힘을 계측할 수 있다. 하지만, 이러한 연구들은 차량의 로드노이즈를 평가하고 분석하는 데는 유용하게 사용될 수 있지만, 실제 개선안을 제시하기에는 실험만으로는 충분하지 않다는 문제점을 가지고 있다.

따라서, 본 연구에서는 기존 평가방법들의 한계를 해결하고 실제 서스펜션의 로드노이즈 성능 개선방안을 제시하기 위하여, 서스펜션 마운트 부위 동강성의 정량적 개선 방안을 도출한다. 이는 차체와 차량 서스펜션이 마운트 부위를 통해 결합되어있다는 것에 착안하여 진행되었으며, FBS 를 이용하여 조인트인 부위와 결합물들 사이에서 발생하는 차체 전달 힘의 관계에 대해서 도출한다. 이를 통하여 원하는 전달 힘을 줄이기 위해서 조인트인 부위의 동강성이 얼마나 감소해야 하는지를 도출된 관계를 통해 파악하고, 정량적으로 로드노이즈를 줄일 수 있는 현실적인 개선방안을 제시하고자 한다.

2. 기초 이론

2.1. 로드노이즈 특성

로드노이즈는 차량이 주행할 때 불규칙 적인 거친 노면에 의해서 타이어가 가진 되면서 발생하는 소음이다. 로드노이즈는 크게 공기기인 소음과 구조기인 소음으로 나뉘며, 공기기인 로드노이즈의 경우 타이어와 노면의 상호작용에 의해 발생한 소음이 차체로 직접 전달되는 특성을 나타낸다. 반면에 구조기인 로드노이즈의 경우는 타이어가 가진되며 발생한 진동이 현가계를 통해 차체에 힘을 발생하여 구조적으로 소음이 전달되는 특징을 가진다. 서스펜션의 경우 차체로 진동을 전달시키는 가장 중요한 경로 중 하나가 되며, 구조기인 로드노이즈의 주 전달경로가 된다. 따라서 본 연구에서는 서스펜션의 특성을 분석하여 구조기인 로드노이즈를 줄이고자 하였고, 그러므로 구조기인 로드노이즈의 주요 발생 대역 주파수인 500Hz 이하의 영역을 관심주파수로 설정하였다.

2.2. 주파수응답함수 합성기법

주파수응답함수(FRF)는 어떤 물체가 가지고 있는 고유한 특성으로써, 입력(Input)에 대한 출력(Output)의 비로 표현한다. 따라서, 어떤 물체가 구조적으로 아무런 변형이 없다면 동일 조건에서 어떠한 입력이 들어온다 해도 입력에 대한 출력의 비는 일정하게 유지가 된다. FBS 는 어떠한 구조물에 변형이 없고, 다른 물체와 결합되는 경우, 결합된

각각의 구조물의 원래 FRF 의 변하지 않는 특성을 이용하여 특정한 결합상태의 FRF 를 추정하는 방법이다.

TPA 의 경우에는 소음이 어떻게 전달되는지 그 현상에 대한 파악이 용이하며, 가장 크게 소음이 전달되는 전달 계를 우선 개선하여 효율적인 개선 방향을 제시할 수 있다는 장점이 있다. 하지만, 전달 계의 입력 점 강성 외에 구조적인 특성을 사용하지 않기 때문에 어떻게 전달 계를 개선해야 하는지 구체적 방안을 제공할 수 없다는 단점이 있다 [4].

FBS 의 경우는 차체와 차체에 결합되는 구조물의 FRF 를 각각 이용하여 결합된 상태에서 차체 내부 음압까지의 FRF 를 구하게 된다. 따라서 어떤 가진이 구조물에 전달되었을 때 전달 계의 전달 기여도를 파악하는 것은 어렵지만, 차체 내부의 음압이 어떻게 형성될지 예측하는 것이 가능하게 된다. 또한 구조물들의 FRF 와 결합 조인트의 특성으로 관계식을 도출하기 때문에, 결합 조인트나 구조물의 특성을 변화시켜 실내 음압을 어떻게 줄일 수 있을지 개선방안을 고려하는 것이 가능하다. Figure 2.1 은 2 개의 구조물이 결합되어있을 때의 개략도이며, 그 때 구조물의 주파수응답 합성법을 통해 결정되는 실내 음압의 이론 식은 다음과 같이 표현된다[2].

$$p_r^B = H_{ri}^B D_{ij}^{-1} (H_{jf}^{AA} F^A - H_{jf}^B F^B) + H_{rj}^B F^B \quad (1)$$

2.3 Receptance Method

FBS에서 가장 기본적이고 많이 사용되는 방법이 Receptance Method (RC Method)이다. 이 RC Method는 앞서 말한 바와 같이, 결합되지 않은 상태에서의 부분구조물 2개의 FRF를 이용하여, 두 개의 구조물이 결합되었을 때의 합성 FRF를 구해내는 방법이다[1]. Figure 2.2와 같이 2개의 구조물이 결합되는 경우, 새로운 시스템이 만들어지며, 그 안에서 새로운 FRF를 구할 수 있다. 이 때 관계식은 다음과 같다.

$$H_S = \begin{bmatrix} H_{aa}^{(A)} - H_{ac}^{(A)} H_B^{-1} H_{ca}^{(A)} & H_{ac}^{(A)} H_B^{-1} H_{cb}^{(B)} \\ H_{bc}^{(B)} H_B^{-1} H_{ca}^{(A)} & H_{bb}^{(B)} - H_{bc}^{(B)} H_B^{-1} H_{cb}^{(B)} \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 H_S 는 결합된 시스템의 FRF를 말하며 위 첨자는 구조물의 이름, 아래 첨자는 구조물의 가진 및 응답 점의 위치를 말한다. 아래첨자 a와 b는 각각 구조물 A와 B의 가진, 응답 점이며 c는 구조물들이 결합되는 경계 면에서의 응답 점을 말한다. 그리고 H_B 는 결합구조물의 결합조건을 설명하는 FRF로 다음과 같이 표현된다.

$$H_B = H_{cc}^{(A)} + H_{cc}^{(B)} + H_j \quad (3)$$

여기서 H_j 는 조인트의 FRF이며, $H_{cc}^{(i)}$ 는 구조물 결합지점의 입력 점 FRF를 나타낸다.

이 RC Method는 결합된 새로운 FRF를 구할 수 있지만 실제 결합되어있는 시스템에서 볼트나 고무와 같은 결합된 상태의 특성을 알 수 있는 경우는 많지 않다. 따라서 결합 FRF를 구하는 것이 아니라, 결합된 FRF와 구조물들의 FRF를 이용하여, 위의 관계식을 통해서 조인트 특성을 뽑아내는데 유용하게 사용될 수 있다.

2.4 FBS 기법을 이용한 여러 경로조건에서의 반력 추정

FBS의 핵심은 결합되는 구조물들의 FRF는 변하지 않았으나 구조물들이 결합되면서 생기는 반력에 의해 추가 힘이 생기면서 응답이 변하게 된다는 것이다. 따라서 RC Method에서 소개한 식처럼 기존 구조물의 FRF에 결합부분에서 발생하는 반력에 의한 FRF를 더해서 새로운 FRF를 만들어 내게 된다. 이 반력은 결합되는 구조물들의 결합점 강성과 조인트의 강성에 따라 바뀌며 다음과 같은 식으로 표현 가능하다[3].

$$R_c = H_B^{-1}(H_{cb}^B F_b^B - H_{ca}^A F_a^A) \quad (4)$$

여기서 R_c 는 구조물 사이의 반력, F_i^j 는 부분 구조물에 적용되는 최초 입력 힘을 나타낸다.

이렇게 구해진 반력을 FBS에서는 Compatibility 조건에 대입하여 결합된 FRF를 반력 부분을 없앤 구조물과 조인트의 FRF만 표현하게 된다.

본 연구에서는 구조기인 로드노이즈의 연구를 위해 결합구조물 사이에서 발생하는 반력에 주된 관심이 있으며, 위의 식을 서스펜션에 적용시켜 관계식을 도출한다. 위의 식을 4개의 마운트 부쉬가 조인트 역할을 하는 서브프레임과 차체 모델로 적용해보면 4X4 매트릭스의 관계식을 뽑아낼 수 있다. 차체로 직접 전달되는 힘이 없고 두 개의 타이어를 통해 서브프레임으로 전달되는 힘만 있다고 가정하면, 이때의 모델링을 Figure 2.4와 같이 나타낼 수 있고 관계식은 다음과 같이 도출할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^I + H_{11}^A + H_{11}^B & H_{12}^A + H_{12}^B & H_{13}^A + H_{13}^B & H_{14}^A + H_{14}^B \\ H_{21}^A + H_{21}^B & H_{22}^I + H_{22}^A + H_{22}^B & H_{23}^A + H_{23}^B & H_{24}^A + H_{24}^B \\ H_{31}^A + H_{31}^B & H_{32}^A + H_{32}^B & H_{33}^I + H_{33}^A + H_{33}^B & H_{34}^A + H_{34}^B \\ H_{41}^A + H_{41}^B & H_{42}^A + H_{42}^B & H_{43}^A + H_{43}^B & H_{44}^I + H_{44}^A + H_{44}^B \end{bmatrix}^{-1} \\
\times \begin{bmatrix} H_{1f1}^A & H_{1f2}^A \\ H_{2f1}^A & H_{2f2}^A \\ H_{3f1}^A & H_{3f2}^A \\ H_{4f1}^A & H_{4f2}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1^A \\ F_2^A \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 위 첨자 A 는 Active Side 구조물, B 는 Passive Side 구조물을 말하며 아래 첨자는 각 4 개 마운트들의 숫자를 의미한다. H_{ii}^I 는 i 번째 부위의 FRF 를 말하며 이는 곧 동강성과 직접 관계된 값이 된다. H_{ifn}^A 은 n 번째 외력이 작용하는 포인트를 가진 했을 때 i 번째 마운트의 응답을 구한 주파수 응답함수이다.

2.5 동특성 추정 방법

어떤 물체의 동강성을 구할 때 동강성 측정기계를 이용하게 되면 시스템의 영향 없이 물체만의 이상적인 동강성을 구해낼 수 있다. 하지만, 실제 실험 및 작동 조건에서는 동강성 값이 시스템의 영향을 받아 변화하게 되며, 이렇게 변화된 동강성의 값이 실제 시스템에 적용되는 동강성 값인지 아니면 이상적인 동강성의 값이 시스템에 적용되는 것인지에 대한 추가 연구가 필요하다. 또한 물체의 동강성 외에 결합특성 (볼팅(Bolting), 본딩(Bonding) 등)을 기계로 측정하는 것이 어렵고, 실제 차량 실험이나 개발단계에서 마운트 부위의 동강성을 빼서 측정하는 것이 어려우며, 부위 제작 업체에서도 동강성 기준보다 경도 기준을 통해 부위를 제작하기 때문에 정확한 동강성 정보를 사전에 얻는

것이 어렵다. 따라서 이론적인 방법을 통해 동강성을 구할 수 있는 방법들이 연구되었으며 그 중 하나가 inverse sub-structuring method 이다. 이 방법은 RC method 와 동일하게 주파수응답함수 합성법이지만, 핵심은 RC method 는 결합되어있지 않은 구조물들의 주파수응답함수를 이용하여 결합된 상태의 주파수응답함수를 구하지만, 이 방법은 결합되어있는 상태에서의 주파수응답함수들을 이용하여 결합되지 않은 상태의 주파수응답함수를 구해내는 것이다.

따라서 Figure 2.4 와같은 구조물의 결합이 있을 때, 주파수응답함수를 측정하여 구조물 A 와 B 그리고 조인트의 독립된 주파수응답함수를 구해내게 된다. 이러한 방법으로 결합되어있는 시스템의 FRF 데이터를 가지고 조인트의 동강성을 구하게 되면 다음 식과 같다.

$$K_{AB} = \frac{H_{S,c(a)c(b)}}{H_{S,c(a)c(a)}H_{S,c(b)c(b)} - H_{S,c(a)c(b)}^2} \quad (6)$$

또한 멀티 코디네이트에서 조인트의 동강성을 구하는 식은 다음과 같다.

$$[K] = ([H_S]_{c(a)c(a)}[H_S]_{c(a)c(b)}^{-T}[H_S]_{c(b)c(b)} - [H_S]_{c(a)c(b)})^{-1} \quad (7)$$

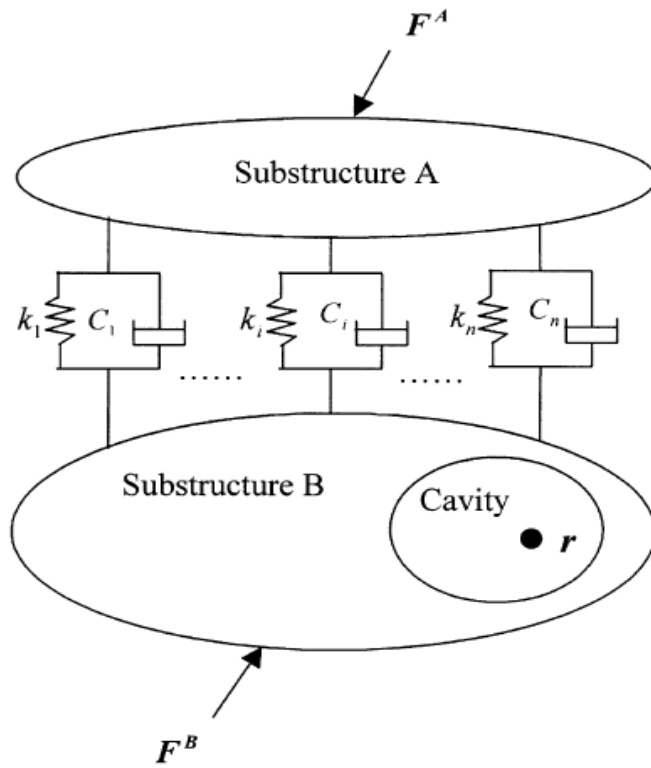


Figure 2.1 Two substructures combined acoustic system

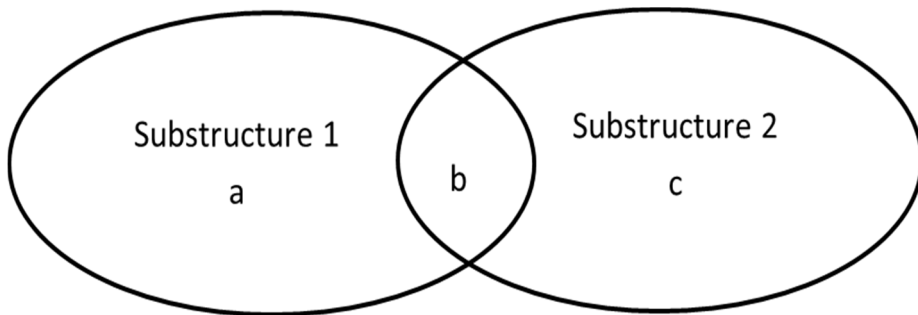


Figure 2.2 Schematic diagram of simple system consisting of two substructures

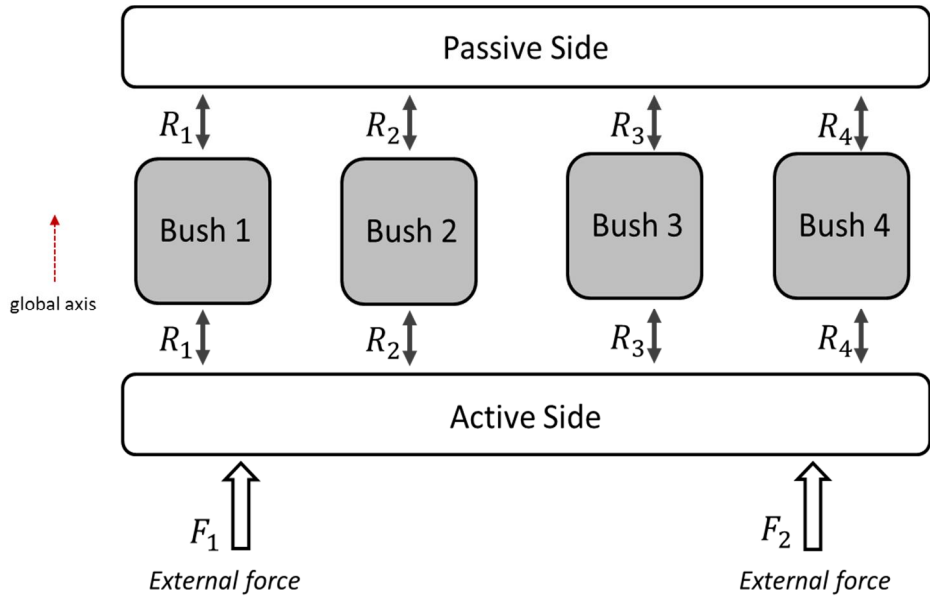


Figure 2.3 Schematic diagram of rear suspension and body combined system

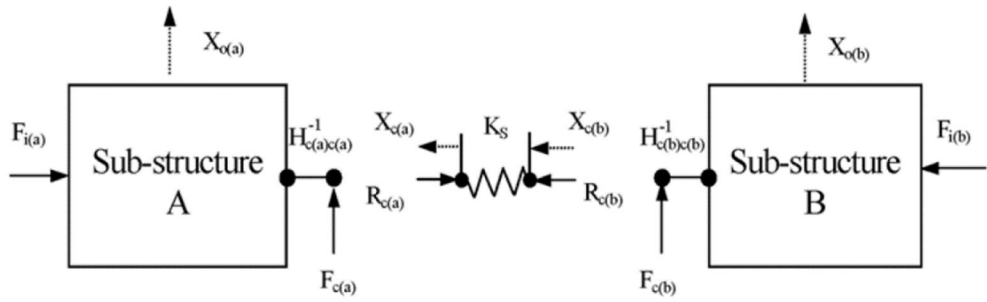


Figure 2.4 Model of two substructures connected with single joint

3. 실험 구성 및 측정 방법

3.1 구조물 FRF 측정 실험

앞 절에서 설명하였듯이 전달 힘을 구하기 위해서 FBS 기법을 서스펜션에 적용시켜서 관계식을 매트릭스 형태로 도출하였다. 이 때, 차체 전달 힘을 계산하기 위해서 각각 부분구조물들의 FRF 와 조인트의 FRF 가 필요하며 또한 최초 가진 힘이 필요하다. 이러한 관계를 서스펜션에 적용하였을 때 결합되는 부분구조물 A 와 B 는 서스펜션과 차체가 되며 각각 부분구조물들의 마운트 지점에서의 FRF 를 구해야 한다. 따라서 구조물 결합을 통한 전달 힘의 계측 실험을 수행 하기 전 단계의 실험 단계는 3 단계로 나누어 진다.

1. 서브프레임의 FRF 측정을 통한 $[H^A]$ 성분 확보
2. 차체의 FRF 측정을 통한 $[H^B]$ 성분 확보
3. 부시의 FRF 측정을 통한 $[H^I]$ 성분 확보

FRF 는 임팩트 해머 실험을 통해 구할 수 있으며, 조인트인 부시의 FRF 의 경우는 서스펜션과 결합되어진 상태에서의 FRF 측정을 앞 절에서 설명한 간접적 계산방법을 통해 구하였다.

3.1.1 부쉬키트 FRF 측정

$[H^A]$ 를 구하기 위해서는 원칙적으로 부분구조물 A 에 조인트가 결합되지 않은 상태에서 마운트 부위에 FRF 가 측정되어야 한다. 이러한 조건이 서스펜션에도 동일하게 적용되어야 하지만 실제 양산되고

연구용으로 사용되는 서스펜션은 부쉬가 서스펜션 마운트에 압입되어있게 된다. 따라서 조인트인 부쉬의 영향을 배제한 상태에서 서스펜션의 FRF 를 측정하기 위하여 그림과 같이 부쉬를 결합했다 뺐다 할 수 있는 브래킷(Bracket) 형태의 부쉬 키트 서스펜션을 제작하여 연구에 사용하였다. $[H^A]$ 를 구하기 위한 FRF 측정위치는 서스펜션의 마운트가 부쉬와 결합되는 지점이어야 한다.

이 때 서스펜션 마운트와 부쉬는 면 접촉으로 결합되며, 기존의 볼팅 또는 본딩과 같은 결합처럼 결합지점의 면이 작아 점 접촉으로 고려되는 것과 다른 조건이 된다. 점 접촉으로 결합되는 경우 결합 부에서 FRF 를 바로 측정하며 볼팅이나 본딩 또한 어느 정도 면의 접촉이 발생하지만 그 작은 면 안에서의 FRF 값이 거의 동일하기 때문에 한 점을 대표로 측정해도 결과에 큰 오차를 발생시키지 않는다. 하지만 부쉬 결합과 같이 면 접촉은 넓은 면을 다 고려해 주어야 하기 때문에 많이 복잡하게 고려가 되어야 할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 부쉬 키트에서 직접 실험을 통해 FRF 관계를 도출하고 이를 통해서 간단한 접근법으로 $[H^A]$ 를 구하였다.

Figure 3.2 는 부쉬와 결합되는 면의 4 지점을 잡아서 FRF 를 측정한 사진이다. FRF 를 측정한 결과는 Figure 3.3 과 같다. 그림에서 도출한 결과는 로그 스케일로 데이터를 본 결과이다. 결과에서 보면 각 지점의 FRF 는 유사한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있으며, 크기의 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 이 때, 가장 FRF 가 작은 1 번 위치는 차량 중심방향으로 서스펜션 구조물에 가장 가깝게 결합되어있는 부분이며,

FRF 가가장 큰 3 번 위치는 서스펜션 구조물에서 가장 먼 위치임을 확인할 수 있다. 그리고 중간 부분인 2 번 4 번 위치는 크기가 비슷한 것을 알 수 있다.

따라서, 부쉬가 접촉되는 면은 강성의 차이만을 보이며, FRF의 개형은 유사하기 때문에 부쉬와의 면 접촉을 통해 무수히 많은 점들에서 발생하는 반력은 부쉬의 동강성이 고르게 동일하다는 가정이 있다면 주파수 특성은 동일하며 크기만 차이가 있을 것으로 생각할 수 있다. 따라서 반력의 총 합은 강성이 가장 큰 지점과 작은 지점의 중간 지점에서 계산한 값과 동일하게 될 것을 알 수 있다. 따라서 아래 그림에서 보이는 부분에서 2 번 또는 4 번과 같이 중간지점을 대표지점으로 설정하여 실험을 진행하였다.

3.1.2 서브프레임 FRF 측정

부쉬 키트를 사용하여 $[H^A]$ 를 구할 때 서스펜션의 마운트 지점에서 중간 지점의 FRF를 측정하는 것으로 방향을 설정하였고, 이를 실제 연구를 진행할 서스펜션에 적용하였다(Figure 3.4). 하지만 실제 서스펜션은 부쉬가 결합되어 있는 상태로 존재하기 때문에 내측의 FRF를 측정하는 것이 어렵다. 본 연구에서는 차량 서스펜션의 개발 과정에서 효율적으로 사용할 수 있는 방법을 제안하는 것이 목표이기 때문에, 부쉬가 압입되어있는 서스펜션 상태에서 계측을 진행할 수 있는 방법을 생각하였다. 부쉬가 결합되기 전 마운트의 형태는 원통형 Sheet metal 이 서스펜션 구조물에 용접되어있는 형태기 때문에, 원통의 재료적

특성은 동일하며, metal 이 얇다고 가정하여 내측과 외측의 FRF 차이를 비교해보았다. 그 결과는 Figure 3.5 와 같다. 공진 주파수의 위치가 동일하게 나오는 것을 확인할 수 있고, 반 공진 주파수는 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 그 결과가 큰 차이를 보이지 않는다고 판단되며, 본 연구의 최종 목표인 강성 변화에 따른 전달률의 개념은 전달되는 힘의 비율로써 계산되기 때문에 부쉬 FRF 가 아닌 구조물의 작은 오차는 경향성을 해치지 않을 것으로 판단된다. Figure 3.5 와 같이 부쉬가 결합되어있을 때와 없을 때의 FRF 차이도 어느 정도 오차가 존재하지만 전달 힘의 경향을 해치지 않으며, 이는 전달률의 관점에서 큰 문제가 되지 않는다.

따라서 부쉬가 결합되어 있는 상태에서 서스펜션의 외통 부를 $[H^A]$ 로 설정하여 FRF 를 계측, 연구를 진행하였다. 이는 Figure 3.2 에서처럼 부쉬의 테두리를 4 개로 나뉘었을 때 2 번 4 번이 된다.

3.1.3 포스리그 FRF 측정

앞 절에서 설명했듯이 차체 대신 서브프레임을 결합하고 힘 측정 센서를 결합할 수 있는 리그를 본 실험에 사용하였다. 이 서스펜션 리그가 서스펜션과 결합하게 되며, 도출된 관계식에서 $[H^B]$ 성분을 구성하게 된다. 이 서스펜션 리그는 Figure 3.6 에서 보는 것과 같이 메인 바디와 마운트 블록, 바퀴 그리고 벨로우즈(Bellows)로 구성되어있다. 에어 벨로우즈는 차체와 같이 서스펜션에 의해 받쳐지는 조건을 만들어주며, Ride & Height 를 조절할 수 있다. 리그의 마운트 블록에

서스펜션이 체결되며, 따라서 $[H^B]$ 를 실험으로 측정하기 위해서 Figure 3.7 과 같이 마운트 블록에 가진용 큐브와 가속도 센서를 설치, 임팩트 해머를 통한 FRF 측정을 수행하였다.

3.1.4 부쉬 FRF 측정

차체 전달 힘을 계산하기 위해서는 $[H^I]$ 성분인 부쉬의 FRF 를 계산하는 것이 필요하다. 이는 앞서 설명한 이론에 의해서 계산할 수 있으며, 그 성분들은 Figure 3.8 에서 나와있는 것처럼 부쉬 샤프트(Shaft) 위치와 서브프레임 결합부인 외통 위치에서의 가진 포인트가 필요하다. 따라서, 부쉬 샤프트 위치에서 임팩트 해머 가진을 했을 경우에 식에서 나온 부분에서 $[H_{bb}]$ 성분과 $[H_{ab}]$ 성분을 측정할 수 있고, 결합 부 외통 위치에서 가진을 통해 $[H_{aa}]$ 성분과 $[H_{ba}]$ 성분을 측정할 수 있다. 식(7)을 보면 멀티 코디네이트(multi-coordinate) 에서의 FRF 를 구하는 것 또한 가능하기 때문에, 정확도를 높이기 위해서 Figure 3.8 에서와 같이 결합 부 외통 여러 부분에 가진 포인트를 만들어서 여러 포인트에서의 $[H_{aa}]$, $[H_{ba}]$ 성분을 구한 뒤 부쉬의 FRF 를 계산하였다.

3.1.5 부쉬 동강성 증가 후 FRF 측정

부쉬 동강성을 변화시켰을 때도 차체 전달 힘을 예측할 수 있어야 최종 목표인 부쉬의 정량적 개선안을 도출할 수 있다. 따라서 계산된 식이 부쉬 동강성의 변화에도 잘 현상을 반영하는지 검증해볼 필요가 있다.

Figure 3.9 에서 세팅한 것과 같이 부쉬의 보이드(Void) 부분에 두꺼운 와셔(Washer)를 삽입하여 z 축의 동강성을 증가시켰다. 그 후 3.1.4 절에서 측정했던 것과 같이 부쉬와 결합 부에서의 FRF 를 재 측정, 바뀐 FRF 값을 획득하였다. 이 값은 동강성 변경 전 계산한 부쉬 FRF 와 같이, 결합 후 실제 실험 상황에서 측정한 전달 힘과 비교하여 검증용으로 사용하였다.

3.2 구조물 결합 및 반력 측정

앞 3.1 절에서 포스리그와 서스펜션 단품을 이용하여 결합 시 발생하는 전달 힘을 예측하기 위한 계산식을 만들고, free-free 상태에서 임팩트 해머 가진을 통한 FRF 를 계측하여 $[H^A]$, $[H^B]$, $[H^I]$ 를 모두 구하였다. 따라서 이 절에서는 앞서 만든 계산식을 실제로 적용시킬 수 있는지 검증하기 위해서 실제 모델들을 결합시키고 힘 측정 센서를 설치하여 실제 전달 힘을 실험적으로 측정한다.

3.2.1 포스리그와 서브프레임 체결 및 전달 힘 측정

포스리그와 서스펜션은 서스펜션 수치와 맞게 설계된 블록을 포스리그에 부착시킨 뒤 서스펜션의 부쉬를 차체와 같이 포스리그 블록에 볼팅 결합시켜 결합한다. 체결 볼트는 m10 볼트를 사용했으며, 최대 허용 토크는 75Nm 로 이 실험에서는 70Nm 로 고정적으로 세팅하여 실험을 진행하였다. 포스리그와 서스펜션을 볼팅 체결할 때 사이에 힘 측정 센서가 삽입되게 되는데, 이 센서는 PCB 사의 모델명 260A02 3 축

ICP 포스 센서이다. 이 포스 센서를 체결할 때에는 44.48kN 의 프리 로드(Preload)가 요구되며, 70Nm 의 토크로 충분한 프리 로드가 확보됨을 확인하였다. 또한, 센서 체결 시에 슬립이 발생되지 않도록 센서 중간 링에 적절한 크기의 볼팅이 요구가 된다. 하지만 m10 볼트로는 정확한 사이즈를 만족시키지 못하여 슬립을 발생할 가능성이 존재하기 때문에, Figure 3.11 에서 보는 것과 같이 센서 홈에 맞는 링을 제작하여 리그 블록과 부쉬 샤프트에 결합한 뒤 체결을 진행하였다. 추가 체결 방법은 참고문헌 4 에서 자세히 다루고 있다.

Figure 3.10 과 같이 4 개의 마운트를 전부 체결 한 뒤에는 가진력을 주기 위해 가진기를 가진 포인트에 설치하였다. 가진 포인트는 서스펜션의 FRF 인 $[H^4]$ 를 측정할 때 설정해둔 포인트를 동일하게 사용해야 정확한 전달 힘을 예측할 수 있다. 가진기는 B&K 의 Modal Exciter type 4825 를 사용하였고, Force Transducer 는 PCB 의 208C02 모델을 Figure 3.11 과 같이 사용하였다.

모든 체결이 끝난 뒤 Burst Random 가진으로 1000Hz 대역까지 서스펜션을 가진, 그때 발생하는 전달 힘을 힘 측정 센서를 통해 측정하였다.

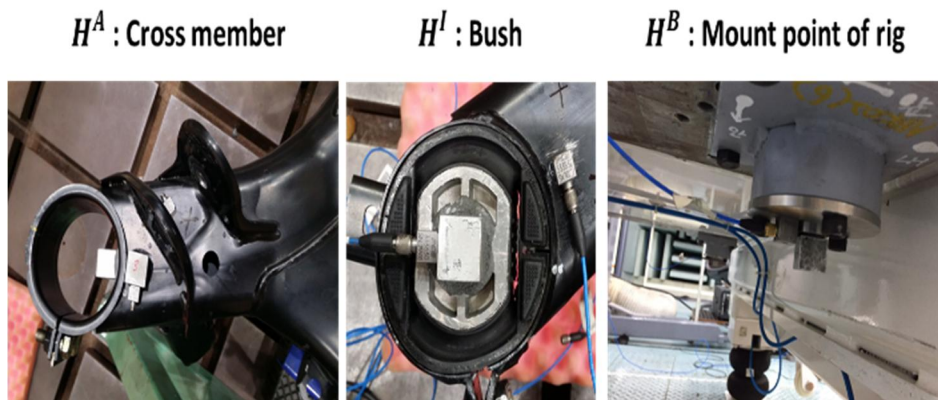


Figure 3.1 Parameters for reaction force estimation

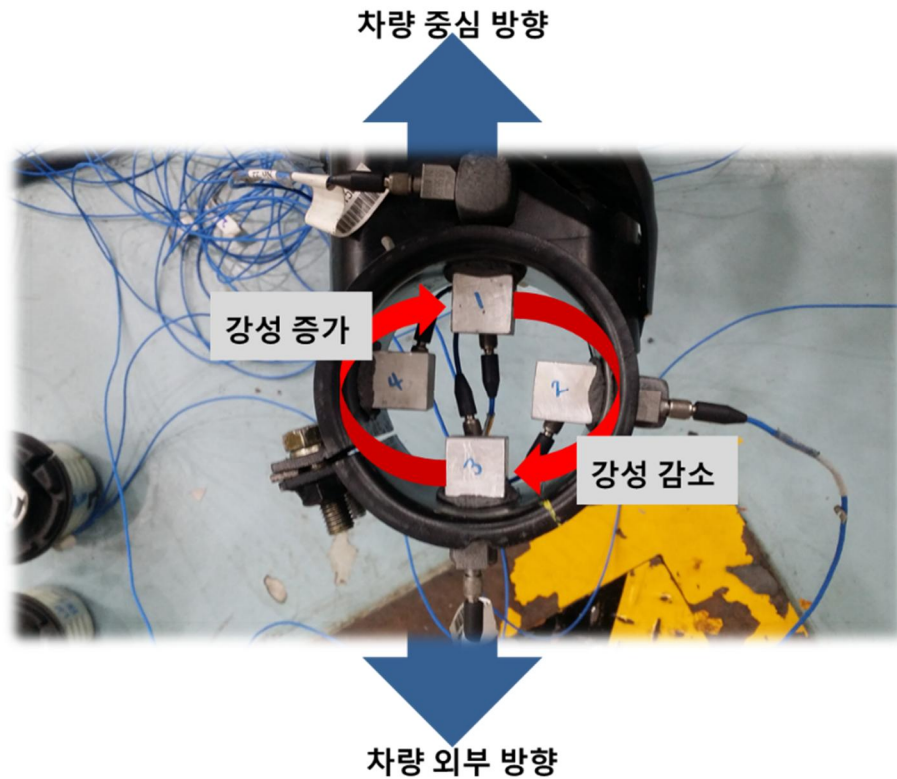


Figure 3.2 [H^A] measurement points of suspension bush kit

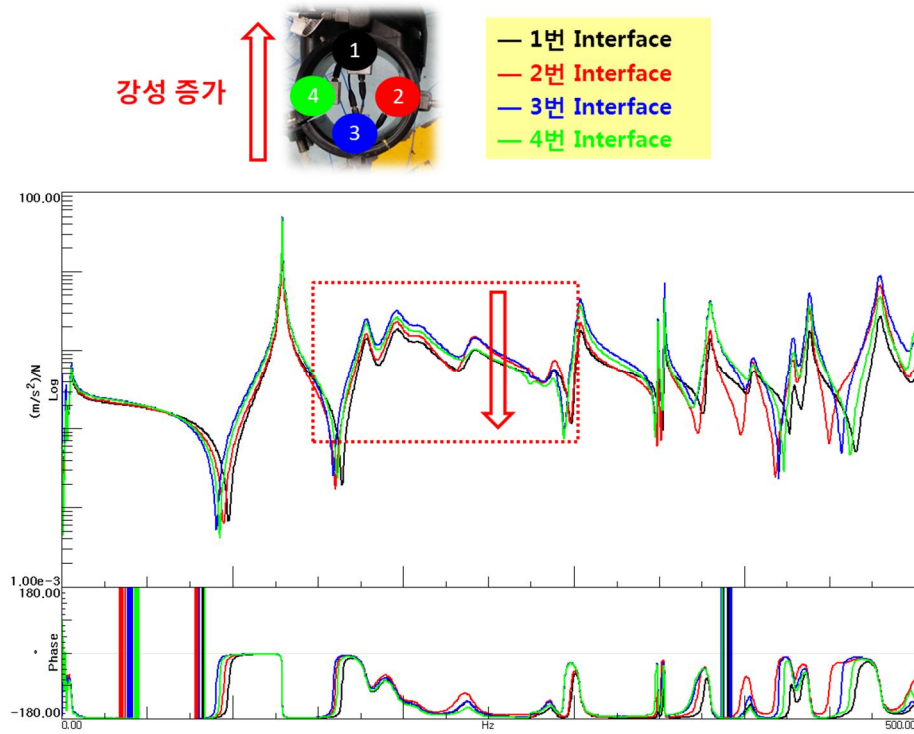


Figure 3.3 Dynamic stiffness tendency of inner points of suspension bush kit



Figure 3.4 Experimental setup for suspension FRF measurement

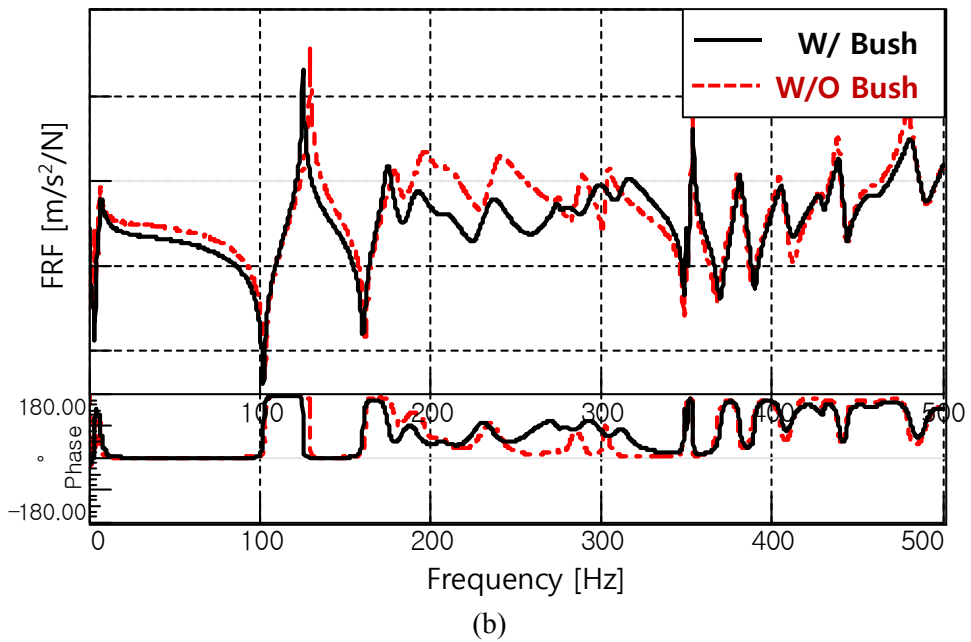
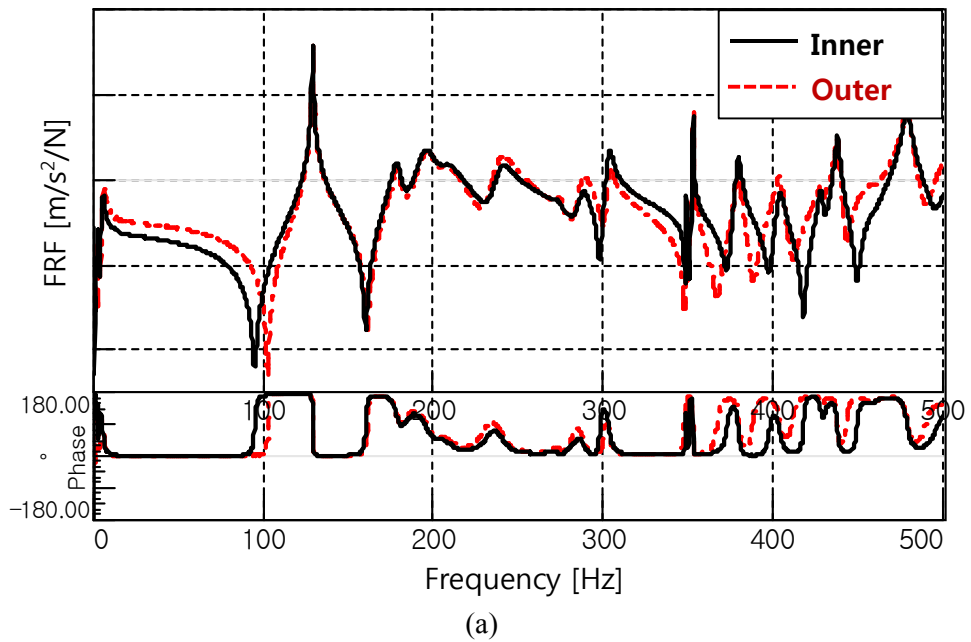


Figure 3.5 FRF comparison of Bush kit (a) between inner and outer mount (b) with bush and without bush at point 2

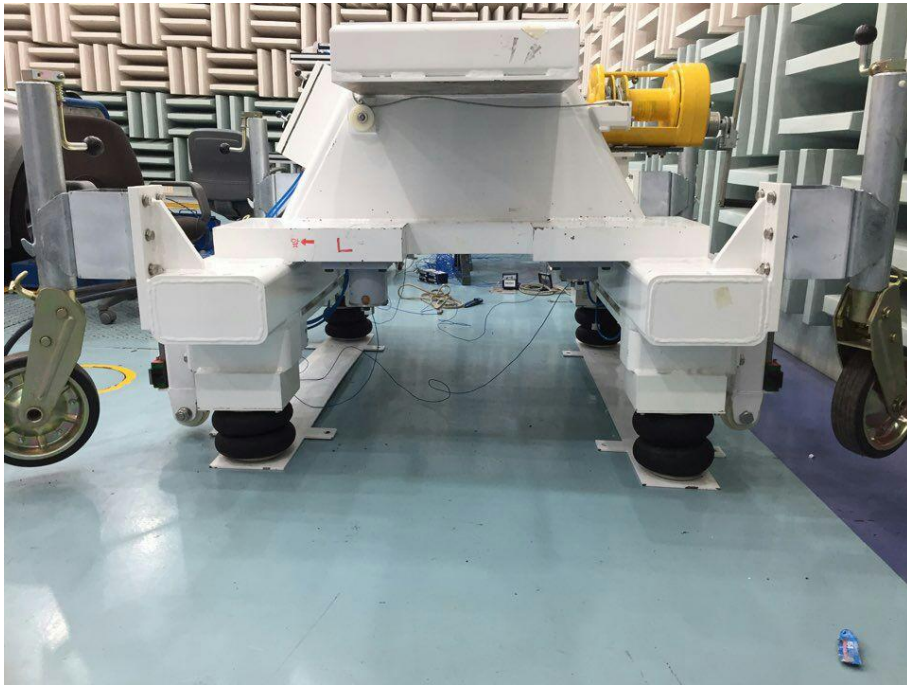


Figure 3.6 Suspension rig



Figure 3.7 FRF measurement point of suspension rig

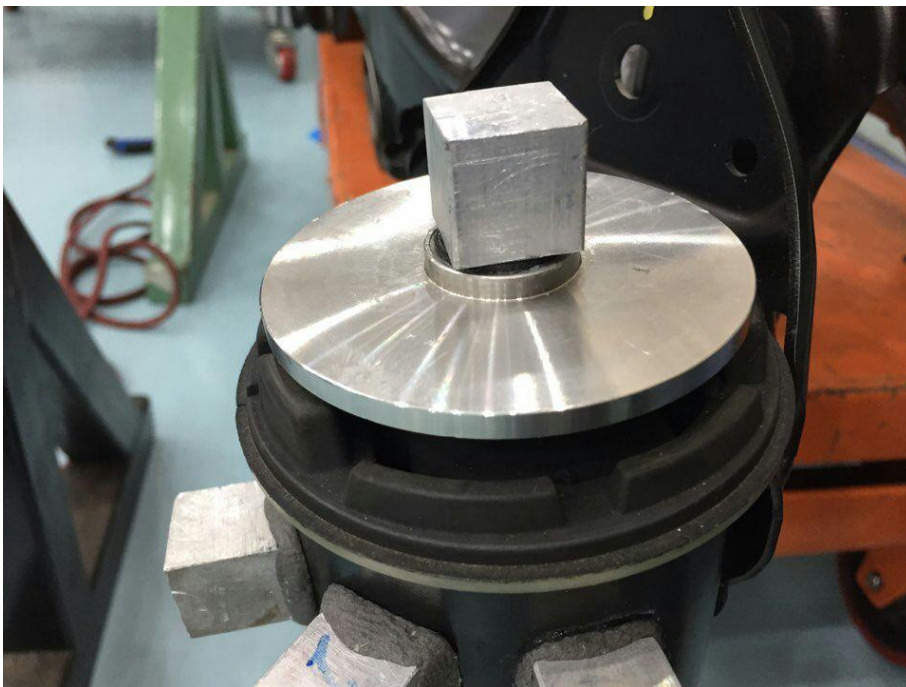
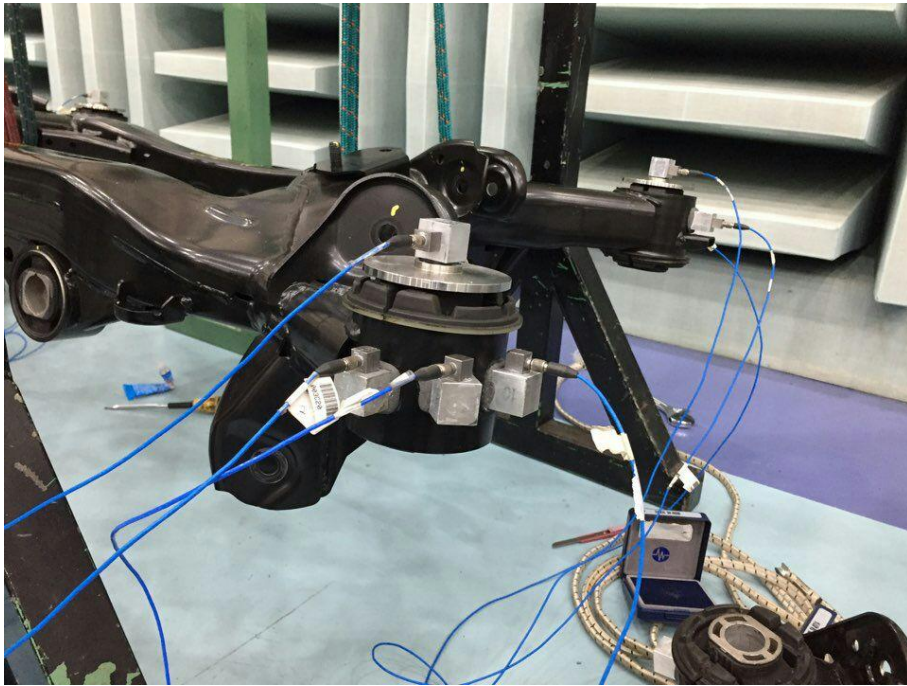


Figure 3.8 Experimental setup for bush dynamic stiffness calculation



Figure 3.9 Increment of bush dynamic stiffness with washers



Figure 3.10 Experimental setup for force measurement

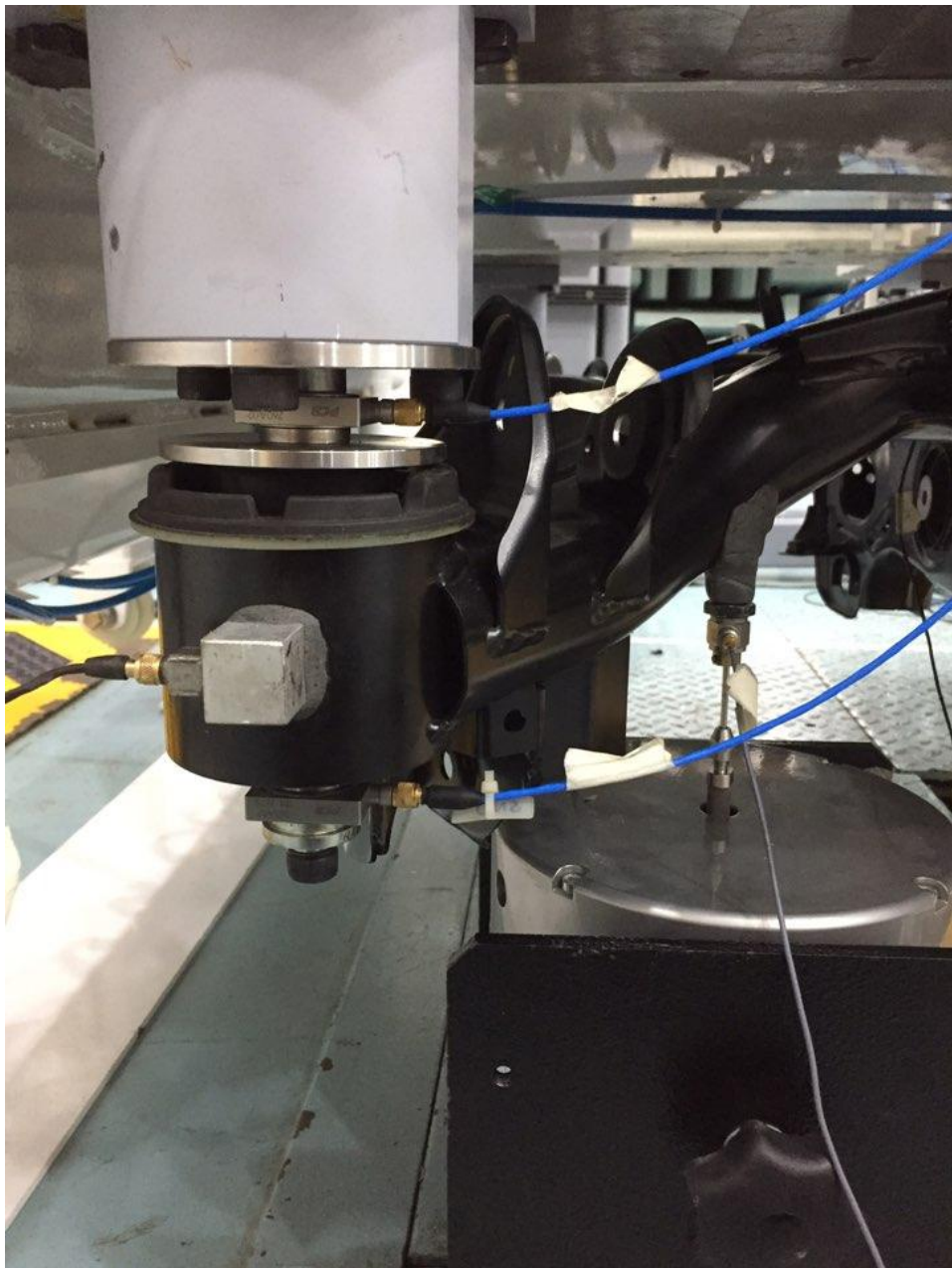


Figure 3.11 Experimental setup of force sensors and exciter

4. 실험결과 및 분석

4.1 부쉬 키트 반력 측정 및 예측 결과 비교

앞선 실험 세팅을 통해 서스펜션 마운트 4 개에서 측정한 전달 힘 값을 Figure 4.1 실선으로 나타내었다. 가로축은 구조기인 로드노이즈 관심 주파수인 500Hz 까지 나타내었고 세로축은 dB 스케일로 힘을 표시하였다. 50Hz 와 100Hz 정도에서 마운트 전부 큰 피크가 발생하는 것을 확인할 수 있으며 310Hz 와 350Hz 380Hz 근방에서 공통적으로 피크가 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 앞 절에서 도출한 관계식에 3 절에서 측정한 FRF 데이터들, 그리고 전달 힘 계측 실험에서 가진기로 준 힘 데이터를 적용하여 전달 힘 예측을 수행하였다. 그 결과는 Figure 4.1 의 점선으로 나타내었다.

계측한 결과와 예측한 결과를 같은 그래프에 놓고 비교해본 결과 특정 부분들에서 큰 오차가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이는 LH Front Mount 의 170~ 250Hz 부근에서 큰 오차가 발생하였고, 다른 3 개 마운트 들에서는 400Hz 이상 대역에서 경향과 다른 큰 피크들이 발생하는 것을 확인하였다. 하지만 주요 큰 피크들, 50, 100Hz 부근에서는 약간의 주파수 이동이 발생하긴 했으나 현상을 잘 반영하여 어느 정도 정확성을 보이는 것을 확인할 수 있고, 300-400Hz 에서 발생한 피크들도 예측결과에서 잘 반영되는 것을 확인할 수 있다. 위상 또한 100Hz 미만 저주파에서는 높은 정확도를 보이고 그 후에도 어느 정도 오차가 발생하지만 경향을 크게 벗어나지는 않는 것을 확인할 수 있다.

이러한 오차들이 발생하는 데는 여러 가지 이유가 존재하는데, 그 중에서도 부쉬와 서브프레임의 결합 상태를 실험으로 정확히 규명하기 어렵다는 것이 가장 큰 이유이다. Figure 4.2 는 앞 절에서 구한 행렬식과는 다르게 부쉬를 조인트로 취급하지 않고, 서브프레임 자체로 취급한 뒤 포스리그 $[H^B]$ 와 $[H^A]$ 가 강체 결합으로 이루어져있다고 가정한 뒤 관계식을 도출하여 비교한 결과이다. 이 때 $[H^A]$ 측정 포인트는 Figure 3.8 에서 보이는 것처럼 부쉬 샤프트 끝이 된다. 비교 결과는 부쉬를 조인트로 취급한 결과보다 훨씬 더 높은 정확도를 보이는 것을 알 수 있고 위상에서도 굉장히 좋은 결과를 보이는 것을 알 수 있다. 따라서 결합부의 관계를 잘 파악하여 FRF 를 계측하게 되면 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단되며, 이는 앞에서 도출한 관계식에서의 단순한 $[H^A] + [H^I] + [H^B]$ 관계를 더욱 정확한 관계식으로 변형시킬 연구가 추가로 필요하다는 점을 시사한다.

4.2 서브프레임 반력 측정 및 예측 결과 비교

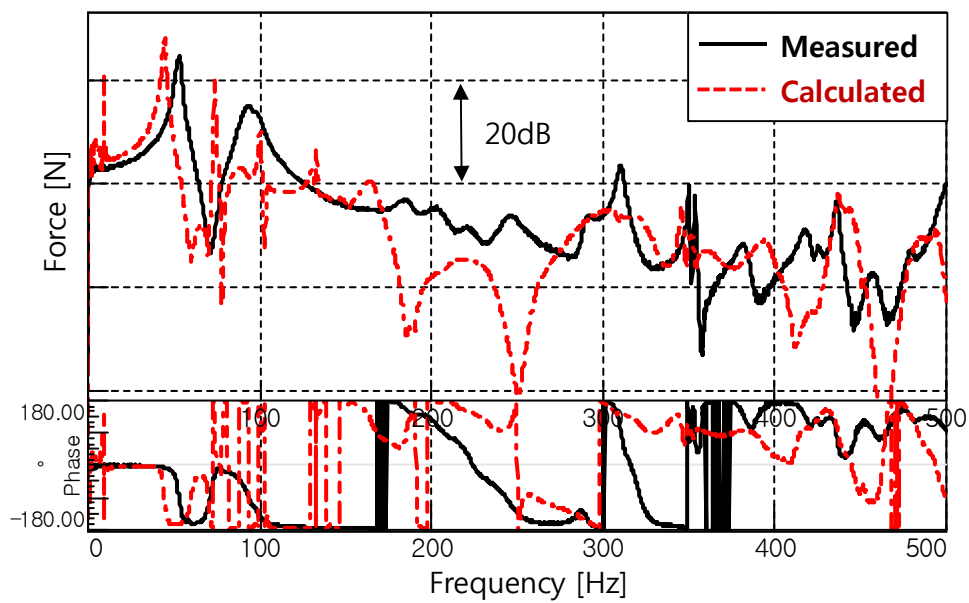
부쉬키트에서 적용하여 도출한 결과를, 실제 서스펜션 개발에 사용할 수 있도록 부쉬를 분리시킬 수 없는 서브프레임에 적용하여 도출하였다. 그 결과는 Figure 4.3 에서 확인할 수 있다. 부쉬키트에서 도출한 결과와 차이가 크지 않으며, 이번엔 후륜 마운트 쪽에서 큰 오차가 발생한 것을 확인할 수 있다. 하지만 50, 100Hz 대역의 피크가 잘 반영되며, 경향을 잘 만족한다고 판단되기 때문에 전달률 측면에서 사용하기에 무리가 없을 것으로 사료된다. 서스펜션 개발에 있어서 부쉬 동강성이 바뀌었을

때 전달 힘의 변화량이 계측과 예측에서 동일해야 하며, 이는 즉 전달률이 계측과 예측에서 일정해야 한다는 것이다. 따라서 정확한 전달 힘 예측도 궁극적으로는 필요하지만, 관계식이 실제 현상을 잘 대변하는 것을 확인하면 동강성의 변화에 따라 전달률 예측이 정확하게 되는지 확인하는 것이 더 중요하다. 따라서 마지막으로 실제 부쉬 동강성을 변경한 뒤에 계측 및 예측실험을 진행하여 전달률을 비교하였다.

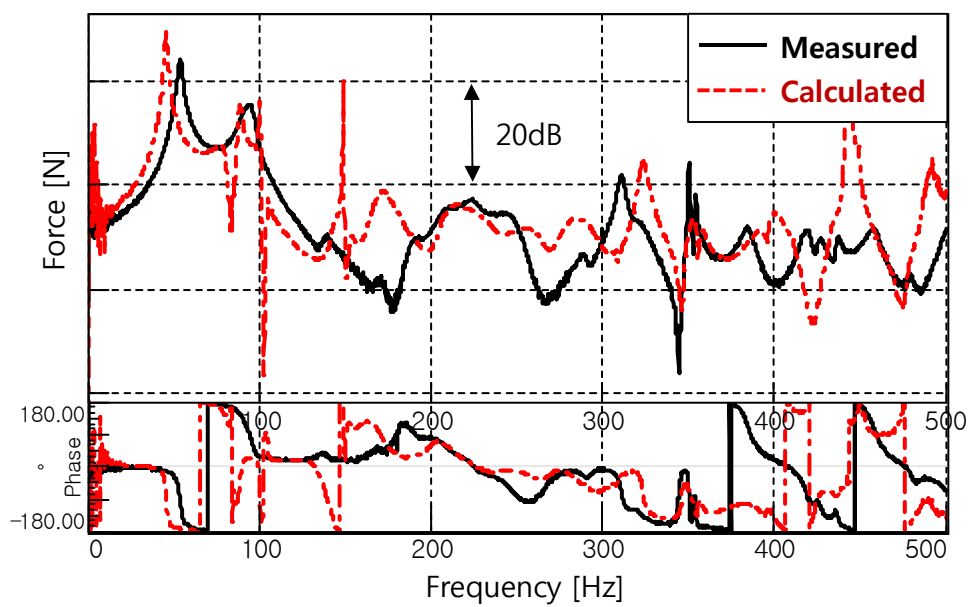
4.3. 부쉬강성 변화에 따른 전달률 비교

Figure 3. 과 같이 부쉬의 왼쪽 프론트 마운트의 z 축 동강성을 45% 증가시킨 후 전달 힘 직접 계측 및 예측을 수행하였다. 그리고 부쉬 동강성 변경 전과 후의 비를 Figure 4.4 에 나타내었다. 왼쪽 프론트 마운트의 동강성을 증가시켰기 때문에 전달률 비가 다른 마운트들에 비해 가장 크게 변한 것을 확인할 수 있으며, 다른 마운트들도 1 동강성의 변화에 따라서 전달률이 변하는 것을 알 수 있다. 전달률의 경향은 주요 관심 대역대를 4 개로 나눠서 평균을 취해서 그래프로 나타냈으며, 이는 예측 결과의 주파수 경향이 조금씩 이동되는 것으로 인해 단일 주파수들로는 전달률의 경향을 잘 보기 어렵기 때문에 취한 결과이다. 그 결과를 확인하면 전체적으로 예측된 전달률이 측정된 전달률의 경향을 잘 따라가는 것을 확인할 수 있다. 부쉬 동강성을 변화시키지 않은 마운트들에서 오차가 발생하는데 이는 직접 부쉬 동강성을 변화시키지 않은 부분들이기 때문에 변화가 작아 오차에 민감하게 반응했다고 말할 수 있다. 이러한 결과를 통해서, FBS 기법을

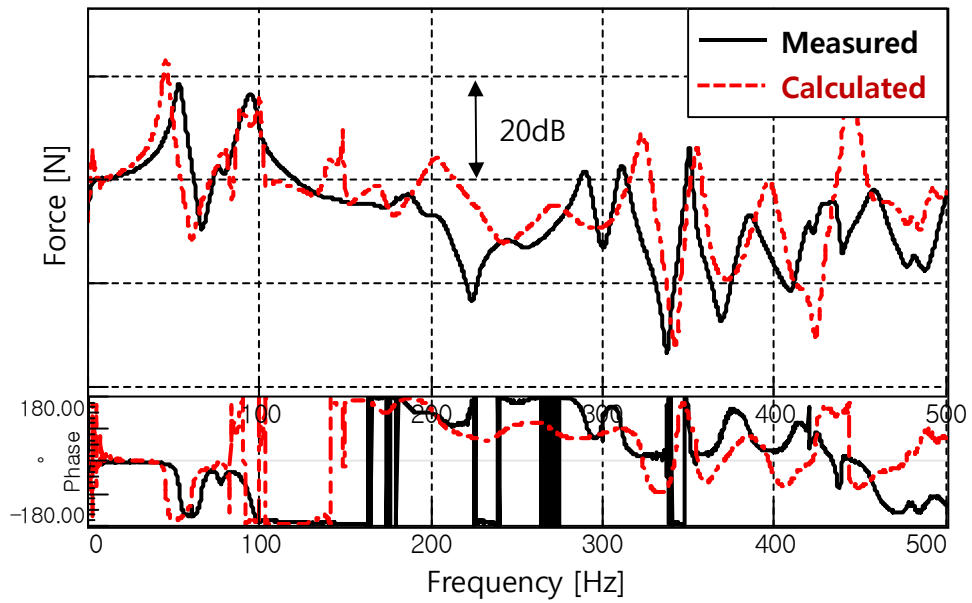
통해 서스펜션 전달 힘과 부쉬 동강성과의 관계를 도출한 식이 실제 현상을 잘 반영하고, 차체 전달 힘을 줄이기 위한 부쉬 동강성의 정량적 개선안을 도출하는데 사용될 수 있을 것을 알 수 있다.



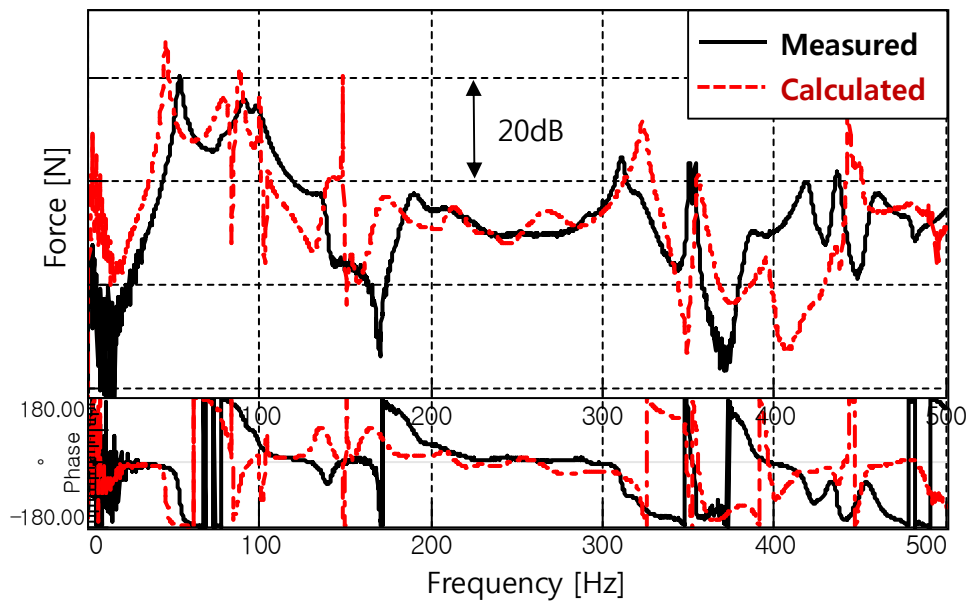
(a)



(b)

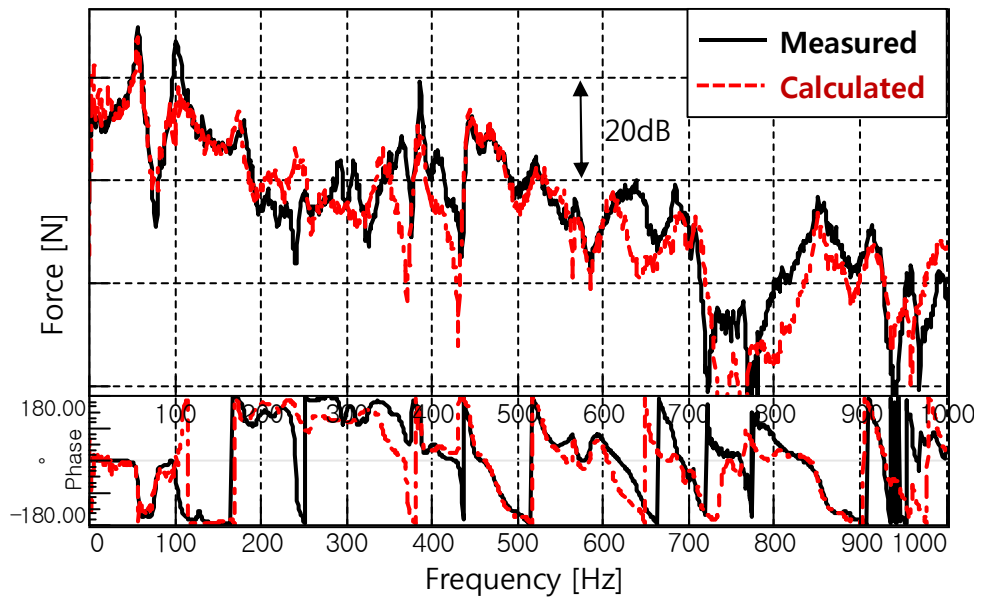


(c)

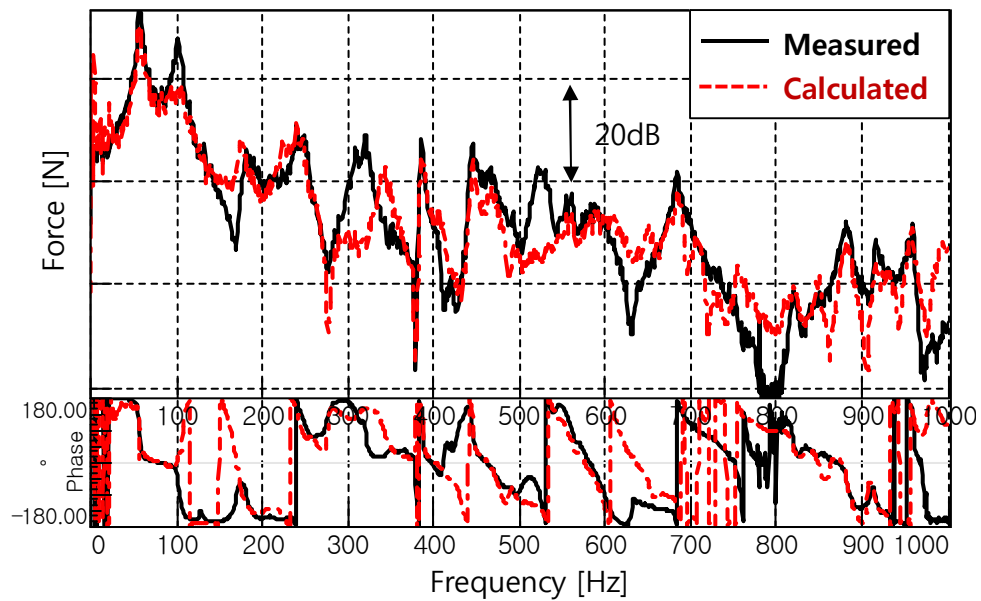


(d)

Figure 4.1 Force comparisons between measured and calculated force with bush kit at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount

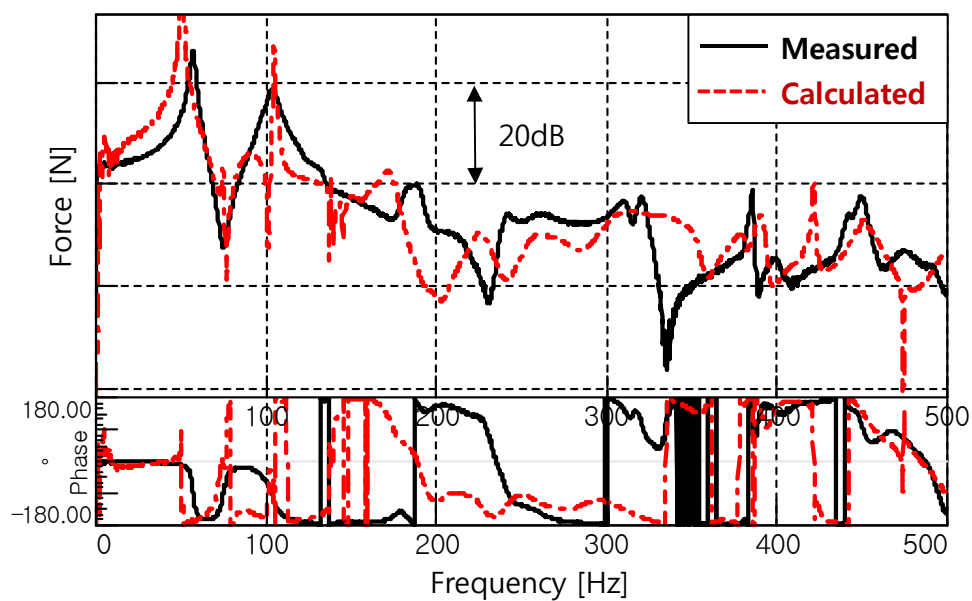


(a)

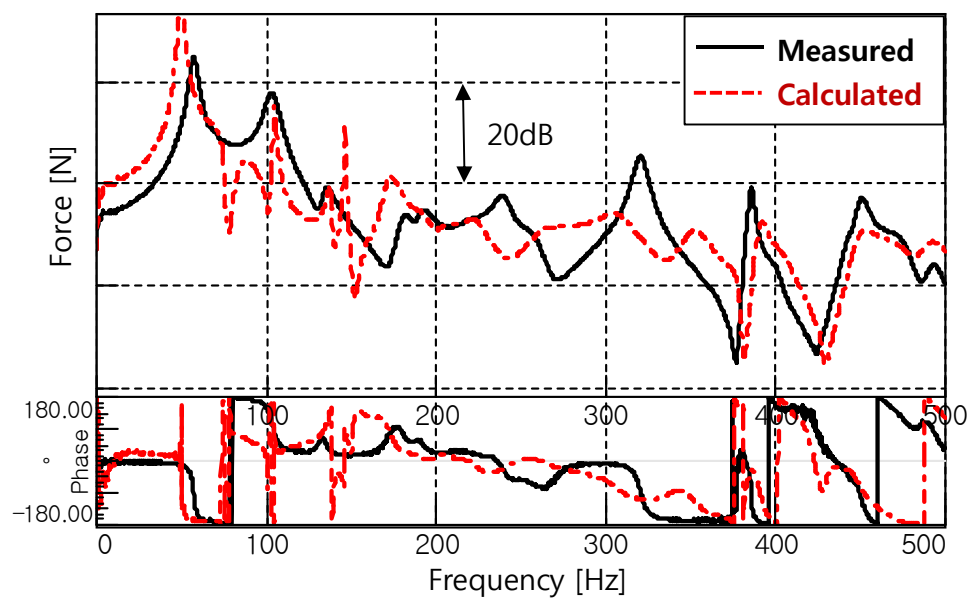


(b)

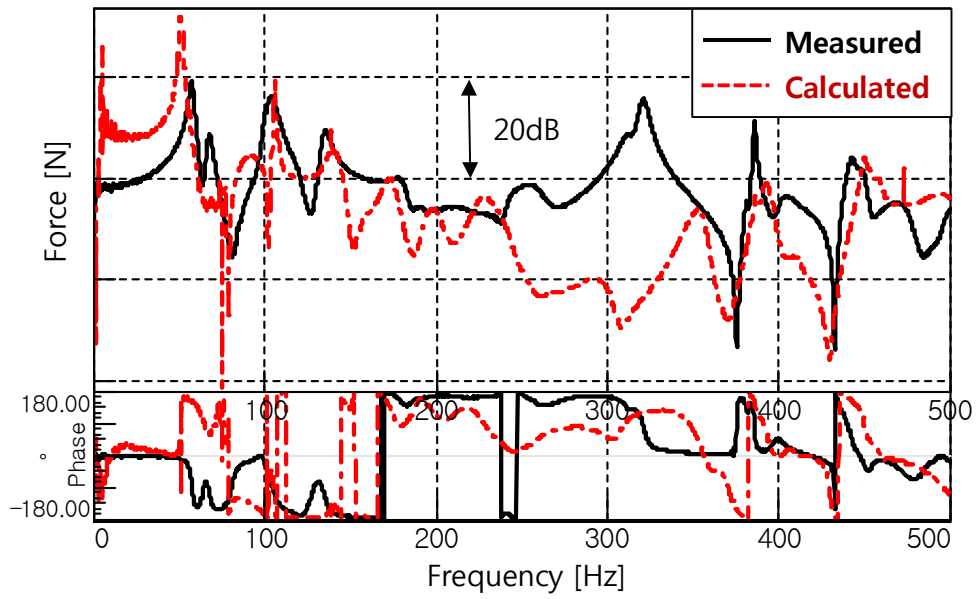
Figure 4.2 Force comparisons between measured and calculated force without bush dynamic stiffness parameter at (a) right front mount (b) left rear mount



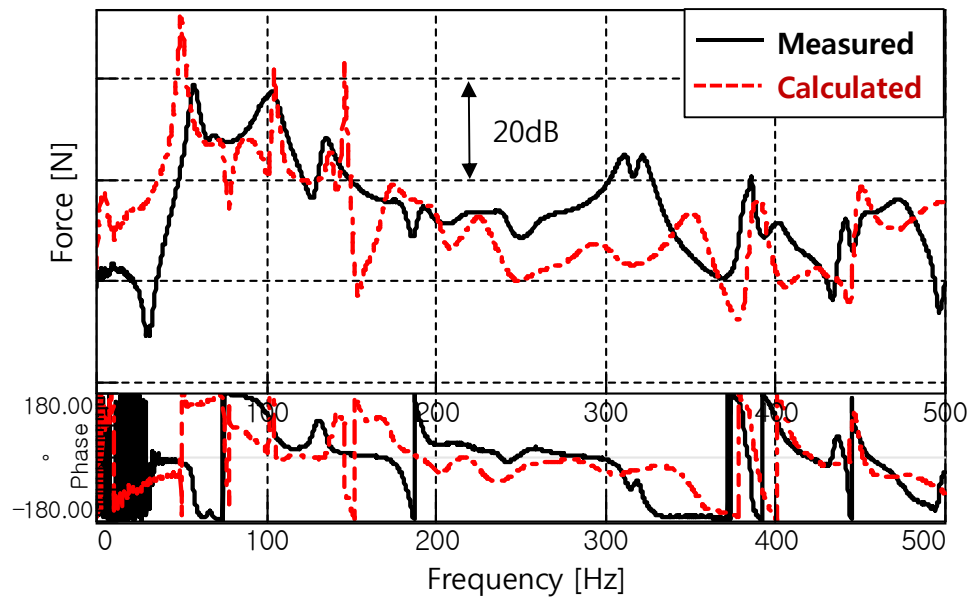
(a)



(b)

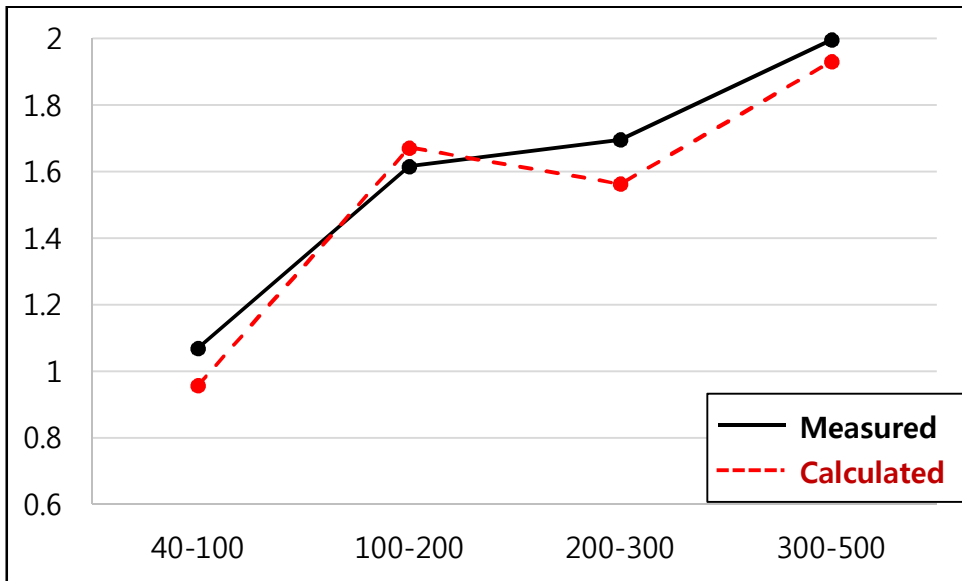


(c)

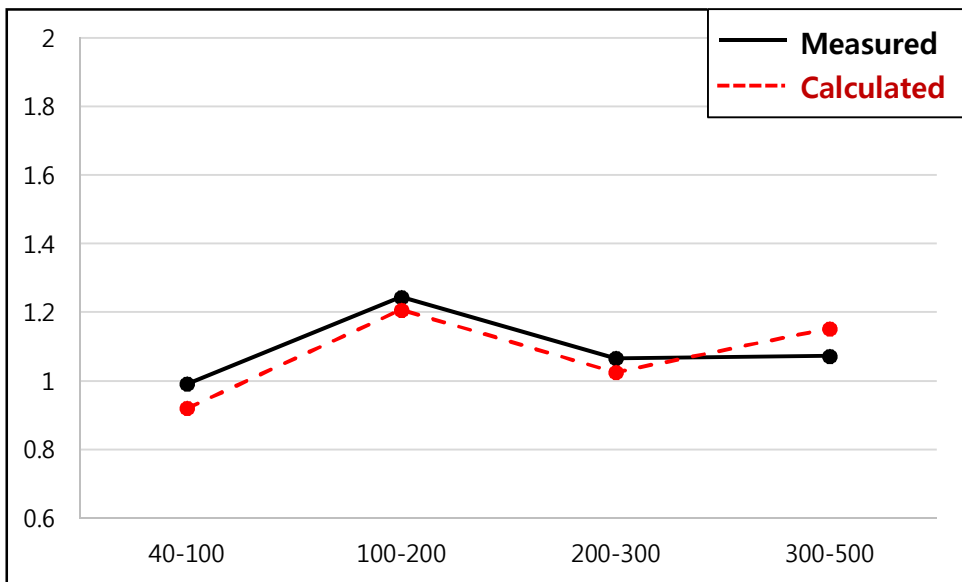


(d)

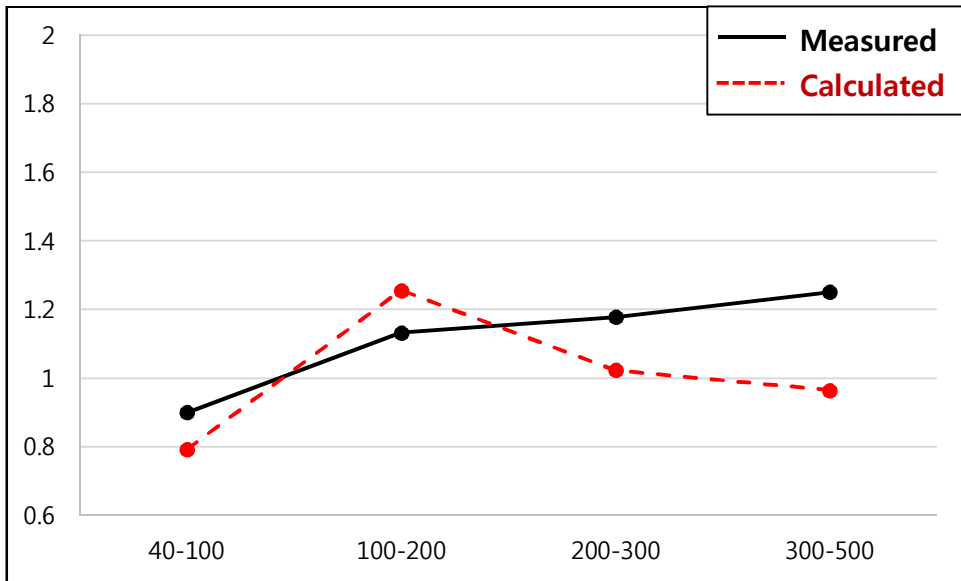
Figure 4.3 Force comparisons between measured and calculated force with suspension at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount



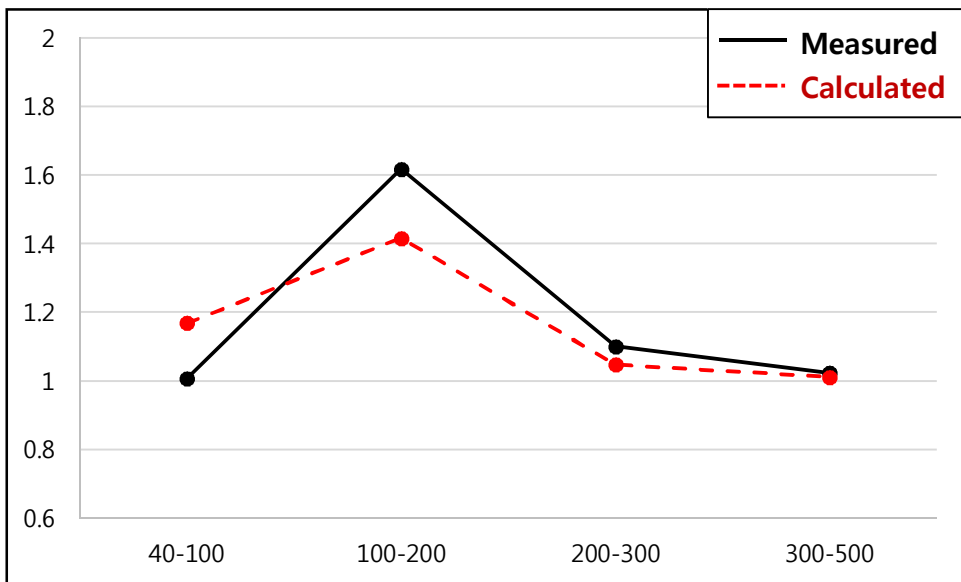
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 4.4 Force transmissibility comparison between measured and calculated transmissibility at (a) left front mount (b) right front mount (c) left rear mount (d) right rear mount

5. 결론

본 연구에서는 차량 선행연구에서 차량의 로드노이즈를 저감 하기 위하여 서스펜션 마운트 부쉬 동강성을 정량적으로 개선할 수 있는 방안에 대해서 분석하였다. 이를 위해서 FBS 방법이 서스펜션 시스템에 적용되었으며, 이론적으로 도출된 관계식을 검증하기 위하여 관계식을 통해 계산된 값과 실제 실험에서 측정된 값을 비교하였고, 실제로 부쉬의 동강성 값이 바뀌었을 때의 전달률의 변화를 예측과 실제 측정 조건에서 비교하였다.

실제 센서를 통해 측정된 값과 예측 값이 어느 정도 오차를 가지긴 하나 경향 및 크기에서 큰 차이를 보이지 않았으며 위상도 비슷한 것을 확인하였다. 따라서 서스펜션 시스템에서 FBS 로 도출한 관계식이 실제 현상을 잘 반영함을 검증하였다. 또한 부쉬 강성을 실험적으로 바꾼 상태에서 예측 및 실험을 통해 전달 힘의 변화, 즉 전달률을 비교했을 때 유사한 경향을 확인함으로써 관계식에서 변수들의 변화에도 현상을 반영함을 확인하였다.

따라서 실제로 원하는 수치의 전달 힘을 줄이기 위해서 구체적인 수치의 부쉬 동강성의 값의 변화를 제시할 수 있다. 그러므로 본 연구결과는 서스펜션의 FRF 관계를 분석하고, 1 차적인 서스펜션의 개선방향을 제시하는데 유용하게 이용될 수 있고, 앞으로 완전한 서스펜션 조건으로 관계식을 확장한다면, 전달 힘은 구조기인 로드노이즈와 직접적인 관련이 있는 물리량 이므로 로드노이즈 감소량을 완전한 서스펜션 시스템에서도 구체적으로 제시하는데 활용될 수 있는 가능성이 높을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Tsai, J-S., and Y-F. Chou. "The identification of dynamic characteristics of a single bolt joint." *Journal of Sound and Vibration* 125.3 (1988): 487-502.
2. Lee, D-H., W-S. Hwang, and C-M. Kim. "Design sensitivity analysis and optimization of an engine mount system using an FRF-based substructuring method." *Journal of Sound and Vibration* 255.2 (2002): 383-397.
3. Zhen, Jiantie, Teik C. Lim, and Guangqing Lu. "Determination of system vibratory response characteristics applying a spectral-based inverse sub-structuring approach. Part I: analytical formulation." *International Journal of Vehicle Noise and Vibration* 1.1-2 (2004): 1-30.
4. Song, David P., et al. "A methodology for evaluating the structure-borne road noise prior to a prototype vehicle using direct force measured on a suspension rig." *Noise Control Engineering Journal* 64.3 (2016): 295-304.
5. Heißing, Bernd, and Metin Ersoy, eds. *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Springer Science & Business Media, 2010.
6. Norton, Michael Peter, and Denis G. Karczub. *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*. Cambridge university press, 2003.

Abstract

A Study on a Vehicle Road Noise Reduction Methodology Using the FRF Based Sub-structuring

Dongwoo Min

The Graduate School

Seoul National University

In this study, the relationship between the structure-borne road noise transfer paths and the suspension's elastomer bushings are identified and the amelioration of the road noise through a methodology using change of bush's dynamic stiffness is proposed. The structure-borne road-induced noise is generated by the force transmitted to the vehicle body, and the suspension bushings which works as a vibration isolator plays a critical role in reducing the force transmission. Assuming that the bushings are the important joint that connecting a vehicle body and a suspension therefore, FRF Based Sub-structuring(FBS) method is used for verifying the influence of bushings on structure-borne road noise. Suspension rig and force sensors are used to measure the actual exerted force at a joint and the FBS-estimation of force change due to alteration of bushings are verified with the measured data. In addition, to calculate the dynamic stiffness of the mount bushings which is combined with the suspension, the Inverse Sub-structuring Method (ISM) is used. The validation for this is conducted by a specially developed suspension which allows easy detachment of bushings. The results shows that the influence of elastomer bushing's dynamic stiffness has on structure-

borne road noise is quantitatively identified. This indicates that, through the proposed method from this paper, the road-induced noise performance can be early on enhanced within the vehicle development period by quantifying the specification of bushing's dynamic property for target operational forces.

Keywords : Road Noise, FRF Based Sub-structuring, Suspension Mount Bushing

Student Number : 2014-21835